

BAB II

KAJIAN TEORI

Bab ini berisi tentang referensi dari hasil penelitian terdahulu yang tema utamanya membahas tentang optimasi, frekuensi dan Metode Elemen Hingga (MEH). Pada bab ini juga akan dibahas dasar teori tentang optimasi, CVT (*Continuos Variable Transmission*), getaran/frekuensi, dan konsep dasar tentang Metode Elemen Hingga.

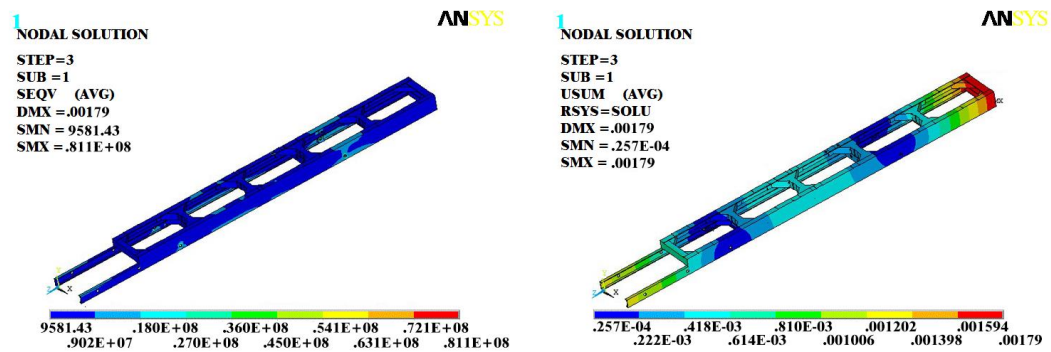
A. Tinjauan Pustaka

Sistem pemindah tenaga adalah pemindah tenaga yang dihasilkan oleh mesin untuk menggerakkan kendaraan agar dapat berpindah dari satu titik ke titik lainnya. Dalam aplikasinya system pemindah tenaga pada kendaraan dibagi menjadi beberapa jenis, yaitu transmisi manual (MT) dan transmisi otomatis (AT) [2]. Pada sepeda motor transmisi otomatis, ada salah satu jenis transmisi yang pengoperasiannya tidak menggunakan perpindahan roda gigi, melainkan menggunakan sabuk (*belt*) yang dikenal dengan CVT (*Continuos Variable Transmission*) [3].

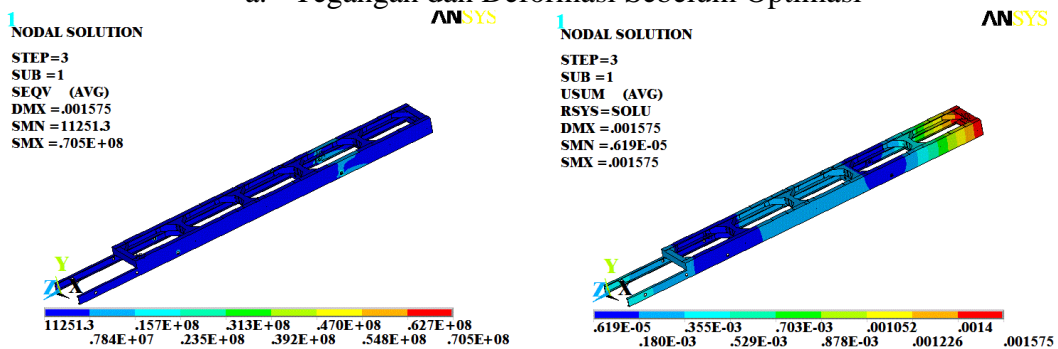
Masalah umum yang terjadi pada CVT adalah efek getaran. Efek getaran banyak ditemui pada aplikasi Teknik, yang mana dengan adanya efek getaran dapat menyebabkan kegagalan kinerja komponen atau bahkan terjadi kecelakaan [5]. Untuk menghindari kerusakan pada komponen tersebut, maka perlu dilakukan analisis dengan menggunakan Metode Elemen Hingga (MEH) agar lebih efektif dan efisien serta lebih hemat biaya dalam pelaksanaan analisis. Dewasa ini banyak sekali perangkat lunak yang bias digunakan untuk simulasi seperti ANSYS, CATIA, ABAQUS dan lain-lain. Dengan Metode Elemen Hingga analisis tegangan maupun frekuensi dapat dilakukan dengan sangat mudah, bahkan bisa dilakukan pendesainan ulang komponen untuk optimasi dengan software yang mulai berkembang [9].

Wang, Han-Xiang dkk melakukan optimasi pada rangka truck dengan PDS analysis menggunakan *software* ANSYS. Analisis PDS menggunakan ANSYS untuk menganalisis getaran acak yang terjadi pada rangka truck. Dalam penelitiannya diperoleh deformasi maksimal 1.79 mm terletak di bagian rangka

bagian belakang lebih besar dari bagian yang lain dan terjadi perluasan pembentukan. Untuk mengurangi deformasi maka dilakukan optimasi pada bagian tersebut dengan memperkuat desain dengan mengubah ukuran dan material yang digunakan, termasuk didalamnya mengurangi ketebalan pada bagian tegangannya tinggi (tidak merubah bentuk rangka). Selain itu pada bagian dengan kekuatan tegangan yang rendah ditambahkan lapisan cat khusus yang tahan abrasi/korosi. Setelah optimasi menunjukkan nilai deformasi pada rangka truck berkurang [11].



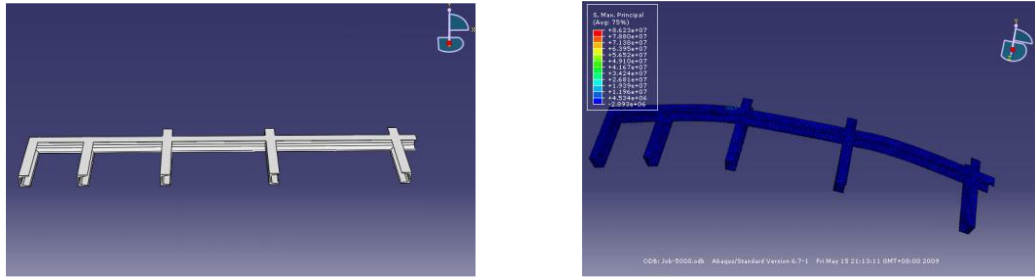
a. Tegangan dan Deformasi Sebelum Optimasi



b. Tegangan dan Deformasi Sesudah Optimasi

Gambar 2.1 Analisis Tegangan dan Deformasi pada Rangka Truck [11]

Ren, Yuan, juga melakukan penelitian untuk memperoleh desain struktural yang optimal pada *chasis* dump truck SX360, sehingga dapat memperbaiki kinerja kendaraan. Geometri dan analisis *chasis* dibuat menggunakan *software* ABAQUS. Pada analisis statis diperoleh tegangan maksimal pada area tumpuan. Nilai tegangan masih aman karena nilainya di bawah tegangan yield. Pada analisa dinamis transient diperoleh nilai modal *vibration amplitude*, sehingga diketahui jarak tumpuan yang optimal. Dalam penelitian tersebut didapatkan jarak optimal pada defleksi di kedua ujung ialah 425 mm untuk stabilitas kendaraan [12].

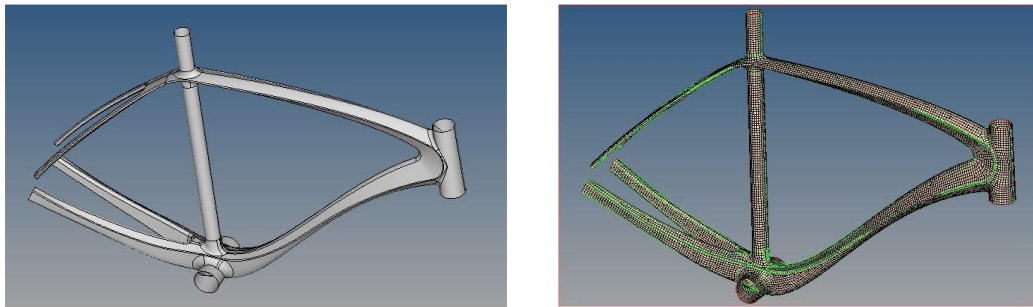


Gambar 2.2 Pemodelan Geometri dan hasil distribusi tegangan pada chasis truck SX360 [12]

Yakub, Ahmad dkk melakukan optimasi desain rangka sepeda berbahan baku komposit berbasis metode ANOVA. Berdasarkan hasil analisis pengolahan data dengan kondisi desain optimum yg memberikan Tegangan *Von Mises* (MPa) yang besar adalah: A2 B2 C3 atau yang dilakukan perhitungan dengan kondisi desain menggunakan Seat Tube Angle sebesar 72° , dengan pergeseran Head Tube 0.2 mm dan beban pengendara sebesar 90 kg. Analisis perhitungan dengan ANOVA untuk mengetahui pengaruh masing-masing faktor terhadap perhitungan Tegangan Maksimum pada sepeda berbahan komposit, yaitu: Faktor A (*Seat Tube Angle*) sebesar 85% memiliki pengaruh yang sangat besar, dibandingkan dengan faktor C (*Beban Pengendara*) sebesar 10%, selanjutnya untuk faktor B (*Pergeseran Head Tube*) memiliki pengaruh 1%. Dari hasil Simulasi dengan menggunakan software Pro Engineer besarnya tegangan *von misses* yang paling besar 1.5 N/mm^2 pada jarak 70 mm dari dudukan stang sepeda. Regangan yang terjadi pada kerangka sepeda merata ke seluruh bagian yaitu sebesar $6,611 \text{ N/mm}^2$, sedangkan tegangan yang terjadi tidak merata, besarnya tegangan yang paling besar $2,222 \text{ N/mm}^2$, pergeseran dan tekanan pada rangka sepeda dimana terjadi pergeseran dan tekanan yang terjadi paling besar yaitu 7.7719×10^{-2} [13].

Pardeshi, Sagar & Desle, PankaJ, melakukan optimasi desain rangka sepeda balap menggunakan Metode Elemen Hingga (MEH). *Software* yang digunakan untuk membuat desain rangka adalah CATIA V5R19, sedangkan untuk pengkondisian dalam simulasi digunakan *software* ANSYS'14. Penelitian berorientasi pada optimalisasi berat dan struktur rangka, sehingga pada penelitian tersebut memberikan tiga variasi material dan dari hasil simulasi dapat disimpulkan bahwa material yang paling tepat dari tiga variasi tersebut adalah

baja ringan, hal ini didasarkan dari berat rangka dan tegangan besar tegangan pada rangka saat dilakukan simulasi [14].

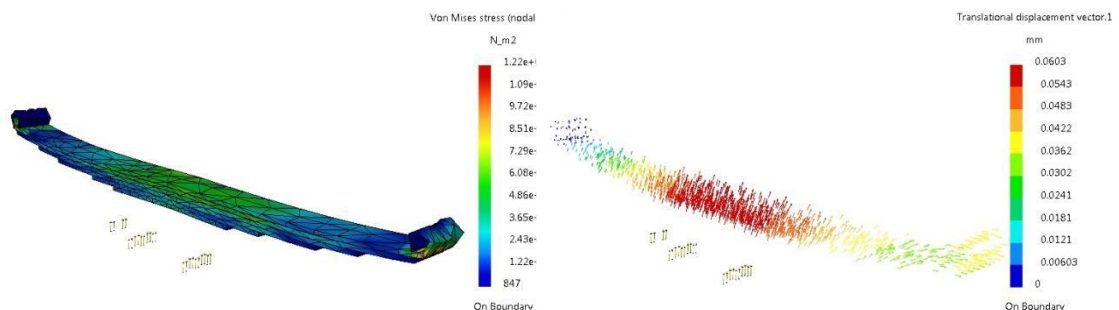


a. *CAD Model*

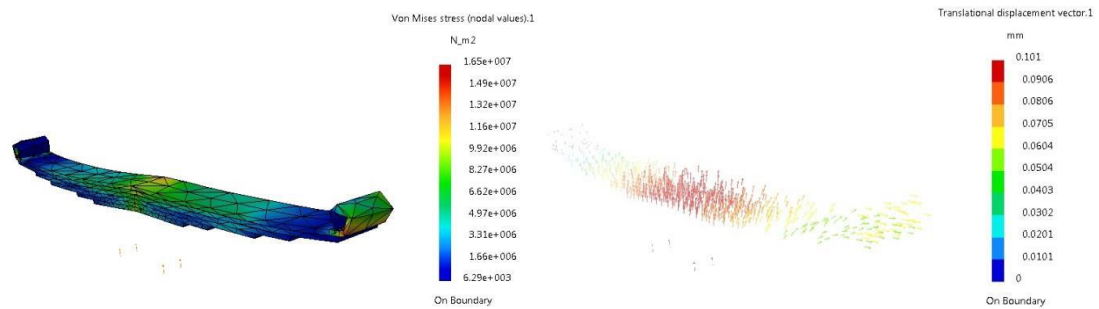
b. *Meshed Model*

Gambar 2.3 Desain dan Simulasi Model [14]

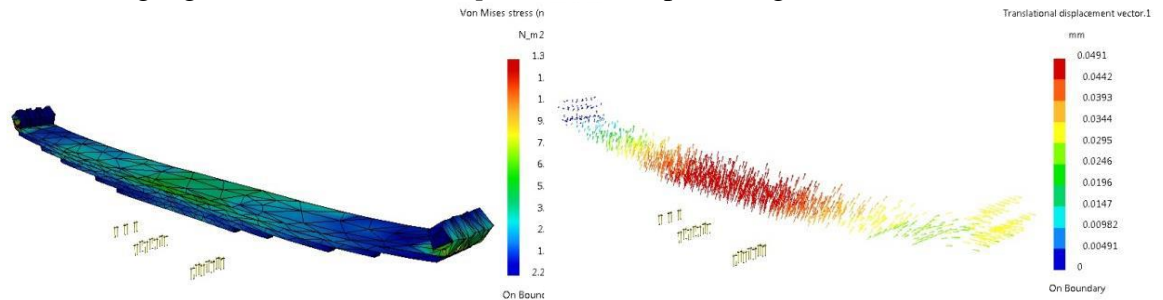
Lukman dkk., melakukan redesain dan optimasi sistem suspensi pegas daun pada kendaraan roda 3 menggunakan Catia V5. Pada penelitiannya dilakukan tiga jenis modifikasi dari suspensi pegas daun, dilakukan analisa tegangan *Von Mises* dan *displacement* pada tiga variasi *mesh* dan variasi beban. Hasil analisis tegangan *Von Mises* dan *displacement* pada 3 modifikasi pegas daun dengan variasi 3 *mesh* dapat disimpulkan bahwa semakin berat beban maka tegangan *von mises* akan semakin besar. Pada 3 modifikasi pegas daun yang telah dibuat bahwa pegas dengan tanpa alur pada modifikasi 1 memiliki tegangan *von mises* paling tinggi dibandingkan dengan pegas daun yang dibuat beralur. Dan pegas daun modifikasi 3 yang menggunakan 1 alur menghasilkan tegangan *von mises* dan *displacement* yang lebih rendah dari modifikasi 1. Pegas daun modifikasi 2 yang menggunakan 3 alur menghasilkan tegangan *von mises* dan *displacement* yang lebih rendah dari modifikasi 3 [15].



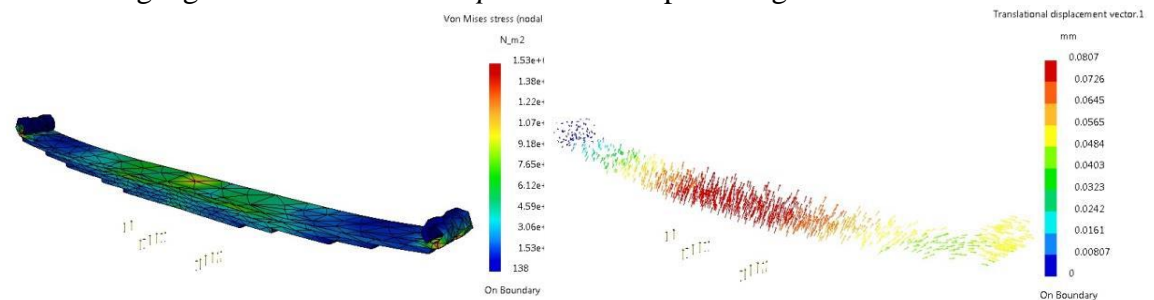
a. Tegangan *Von Mises* dan *Displacement* Suspensi Pegas Daun Original



b. Tegangan *Von Mises* dan *Displacement* Suspensi Pegas Daun Modifikasi 1



c. Tegangan *Von Mises* dan *Displacement* Suspensi Pegas Daun Modifikasi 2

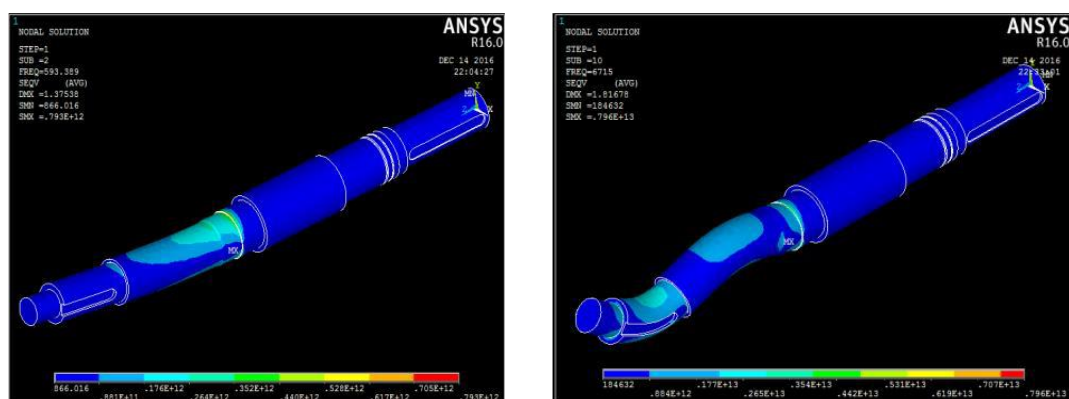


d. Tegangan *Von Mises* dan *Displacement* Suspensi Pegas Daun Modifikasi 3
Gambar 2.4 Tegangan *Von Mises* dan *Displacement* Suspensi Pegas Daun [15]

Anggono, Agus Dwi dkk., merancang mekanisme system kemudi dengan sudut 90o menggunakan CATIA. Keuntungan dari system ini adalah fleksibilitas dalam pergerakan. dalam Penelitiannya didapat semua komponen system kemudi berhasil dibentuk model 3D pejal. Simulasi gerak kinematika system kemudi dengan sudut 90° berhasil dilakukan dan menunjukkan pergerakan yang baik. Gerak kinematika tidak menunjukkan adanya tabrakan antar komponen, sehingga memberikan gambaran bahwa system dapat diwujudkan dalam *prototype* yang sudah dibuat menggunakan *software* CATIA [16].

Akbar, Taufik Muhammad dkk., menganalisis tentang frekuensi natural pada poros *low pressure boiler feed pump*. Dalam pengoperasian *Low Pressure Boiler Feed Pump* (LPBFP) sering terjadi permasalahan (patah) yang disebabkan

oleh faktor getaran. Untuk menganalisa sebab dari permasalahan tersebut, penelitian ini dilakukan perhitungan dengan pemodelan elemen hingga menggunakan software ANSYS untuk menghitung frekuensi natural dan modus getaran pada 10 frekuensi natural pertama pada komponen LPBFP. Dari hasil simulasi didapatkan nilai pada orde pertama sebesar 583.03 Hz, orde kedua sebesar 583.39 Hz, orde ketiga sebesar 2820.8 Hz, orde keempat sebesar 2849 Hz, orde kelima sebesar 3943.9 Hz, orde keenam sebesar 4079.6 Hz, orde ketujuh sebesar 5428.3 Hz, orde kedelapan sebesar 6111 Hz, orde kesembilan sebesar 6594 Hz, dan orde kesepuluh sebesar 6715 Hz. Sepuluh frekuensi natural tersebut menghasilkan lima jenis modus getaran, yaitu *lateral bending vibration*, *shear bending vibration*, *torsional bending vibration*, *axial bending vibration*, *torsional shear bending vibration*. Dari sepuluh frekuensi natural yang dianalisis telah diperoleh semuanya menyebabkan kegagalan poros *low pressure boiler feed pump* [17].

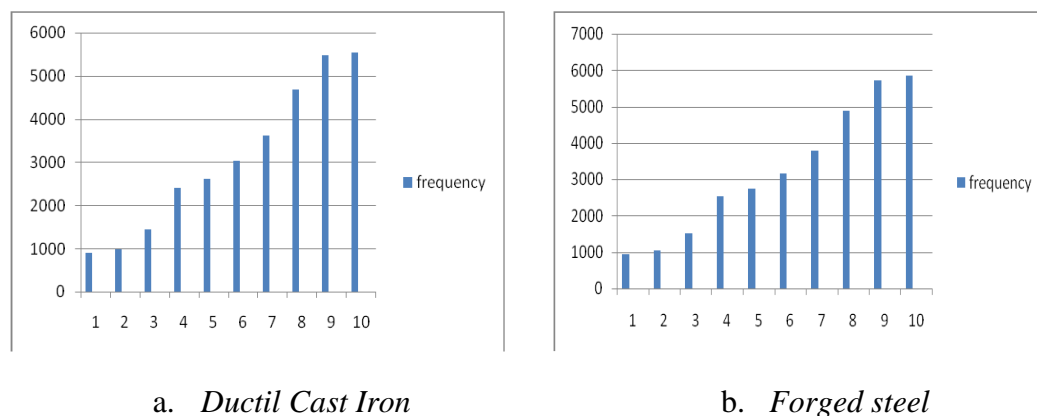


Gambar 2.5 Frekuensi Natural dan Modus Getaran [17]

Sahu, Supriya dkk., menganalisis getaran pada lengan robot industri menggunakan FEA, disimpulkan adanya penyimpangan pada *Natural Frequency* selama analisis getaran. Telah diamati bahwa *Natural Frequency* meningkat berbanding lurus dengan keretakan pada lengan robot. Sehingga dapat disimpulkan bahwa penyimpangan *Natural Frequency* dapat digunakan untuk memprediksi parameter keretakan dalam struktur robot. FEA dapat secara akurat mensimulasikan gerakan lengan robot industry secara nyata, sehingga diperoleh hasil yang akurat untuk menganalisis getaran atau analisis lainnya [18].

Triveni & Chandrirah, Jaya, melakukan penelitian dengan judul "*Frequency Comparison and Optimization of Forged Steel and Ductile Cast Iron*

Crankshafts”. Penelitian dilakukan simulasi menggunakan software CATIA-V5 dengan menerapkan kondisi batas yang ada. Dalam simulasi diamati *natural frequency* dalam mode 1 sampai mode 10 dengan dua variasi material. Selain mengamati *natural frequency* yang terjadi, juga diamati berat *crankshaft* dari dua variasi material tersebut. Optimasi dilakukan penurunan berat *crankshaft* dengan material *forged steel* dan *ductile cast iron* masing-masing sebesar 0.517 kg (15%) dan 0.467 kg (14%). Dalam penelitian tersebut disimpulkan pada *crankshaft* dengan material *ductile cast iron*, frekuensinya terletak antara 890.735 Hz – 5,539.023 Hz. Sedangkan untuk *crankshaft* dengan material *forged steel* nilai frekuensinya terletak antara 931.808 Hz – 5,855.942 Hz [19].

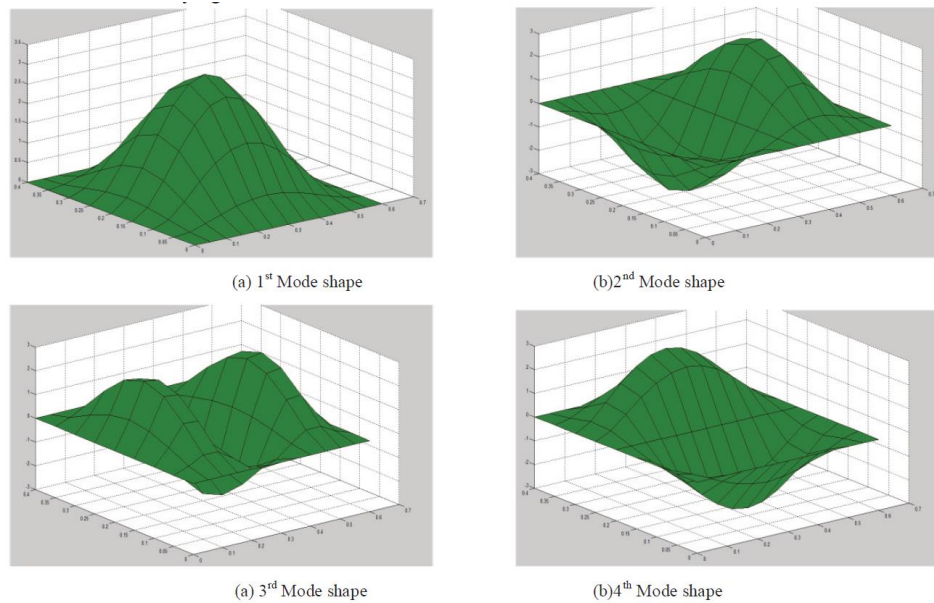


Gambar 2.6 Nilai Natural Frekuensi pada *Crankshaft* [19]

M. Baad, Sachin & Qaimi, melakukan penelitian untuk membandingkan nilai frekuensi alami pada handel sepeda motor menggunakan Metode Elemen Hingga, perhitungan matematis dan FFT analyzer. Tujuan peneletian ini adalah untuk keperluan validasi frekuensi kerja yang didapatkan dengan menggunakan tiga metode yang berbeda. Frekuensi natural pada handel sepeda motor dengan perhitungan matematis diperoleh nilai $\omega_n = 163.46$ Hz. Sedangkan, dengan Metode Elemen Hingga nilai natural frekuensi yang didapatkan adalah $\omega_n = 137.343$ Hz. Natural frekuensi dengan metode eksperimental menggunakan FFT analyzer diperoleh nilai $\omega_n = 134$ Hz. Dari tiga metode yang berbeda tersebut dapat disimpulkan bahwa nilai yang diperoleh relatif sama, sehingga ketiganya dapat dijadikan dasar dalam penelitian untuk mencari nilai natural frekuensi suatu benda [20].

Ramu & Mohanti, melakukan penelitian getaran bebas pada setruktur plat menggunakan Metode Elemen Hingga. MEH digunakan untuk menganalisis pelat

persegi Panjang didasarkan dengan dasar teori yang ada. *Software* yang digunakan untuk analissi yaitu MATLAB. Dengan variasi ketebalan plat dalam simulasi didapatkan parameter frekuensi yang konstan [21].



Gambar 2.7 Bentuk Mode Pelat [21]

Kulkarni dkk., melakukan penelitian optimasi plat elektromekanikal menggunakan Metode Elemen Hingga (MEH). Pada penelitian tersebut dibuat model CAD menggunakan *software* ANSYS, kemudian dianalisis natural frekuensi dan dicari solusi untuk menghasilkan desain yang optimum agar bisa meredam getaran yang terjadi pada plat elektromekanikal. Analisa getaran dilakukan dengan menggunakan Metode Elemen Hingga diperoleh nilai deformasi dan tegangan sebelum dan sesudah dilakukan optimasi seperti digambarkan dalam tabel 2.1

Tabel 2.1 Nilai deformasi dan tegangan optimasi pada pelat elektromekanikal

Analisis	Deformasi sebelum optimasi (mm)	Deformasi sesudah optimasi (mm)	% reduksi	Tegangan sebelum optimasi (MPa)	Tegangan sesudah optimasi (MPa)	% reduksi
Statik	4.4672	0.40912	991	581.93	289.44	101.053
Getaran	20.82	4.6466	348	565.85	350	61.671

Dari tabel 2.1 dapat disimpulkan bahwa terjadi penurunan nilai deformasi dan tegangan sebelum dan sesudah optimasi baik analisa statis maupun analisa getaran [22].

Ganesh, Shankar dkk., melakukan analisa getaran bebas pada plat menggunakan Metode Elemen Hingga. Penelitian yang dilakukan memperoleh kesimpulan bahwa getaran naturan pelat berkurang dengan cara mengurangi kekakuan pelat. Frekuensi meningkat seiring dengan meningkatnya jumlah mode, jadi bisa dikatakan semakin besar mode yang digunakan, efek delaminasi semakin tinggi [23].

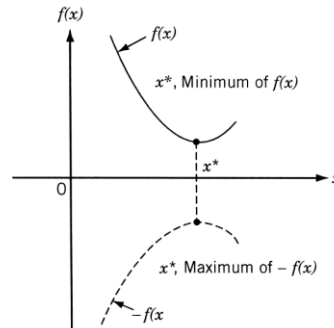
Pingulkar, Pushparaj & Suresha, melakukan penelitian dengan judul “*Free Vibration Analysis of Laminated Composite Plates Using Finite Element Method*”. Natural frekuensi yang dianalisis menggunakan *software* ANSYS untuk pelat komposit laminasi dengan berbagai kombinasi serat/matriks dapat disimpulkan bahwa natural frekuensi pelat komposit CFRP lebih tinggi dari komposit GFRP. Natural frekuensi S2 fiberglass memiliki nilai lebih tinggi dibandingkan dengan pelat E-kaca, namun pelat T300 karbon dan T800 karbon memiliki nilai natural frekuensi yang hampir serupa. Natural frekuensi meningkat sesuai dengan mode yang diberikan. Untuk tiga mode pertama peningkatannya standar, tetapi untuk mode selanjutnya terjadi peningkatan yang relatif lebih tinggi [24].

B. Landasan Teori

1. Optimisasi Desain

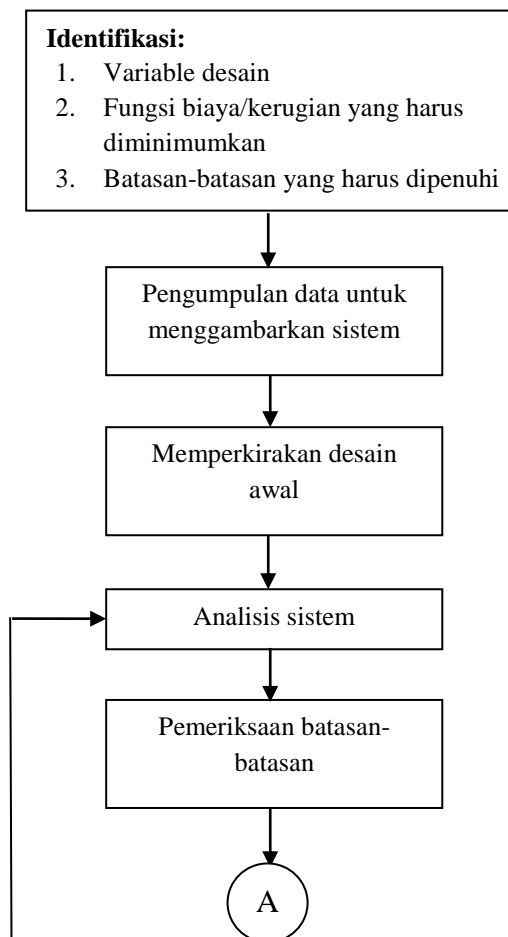
Optimisasi adalah tindakan mendapatkan hasil terbaik dalam keadaan tertentu, dalam desain konstruksi dan pemeliharaan sistem rekayasa, seorang insinyur harus mengambil keputusan pada beberapa tahap. Tujuan akhir dari pengambilan keputusan tersebut adalah untuk meminimalkan upaya yang diperlukan dan memaksimalkan manfaat yang diinginkan [25]. Optimisasi juga dapat didefinisikan sebagai proses menemukan kondisi yang memberikan nilai maksimum atau minimum suatu fungsi. Sebagaimana diilustrasikan oleh gambar 2.7 terlihat bahwa suatu titik x sesuai dengan nilai minimum fungsi $f(x)$, titik yang sama juga sesuai dengan nilai maksimum

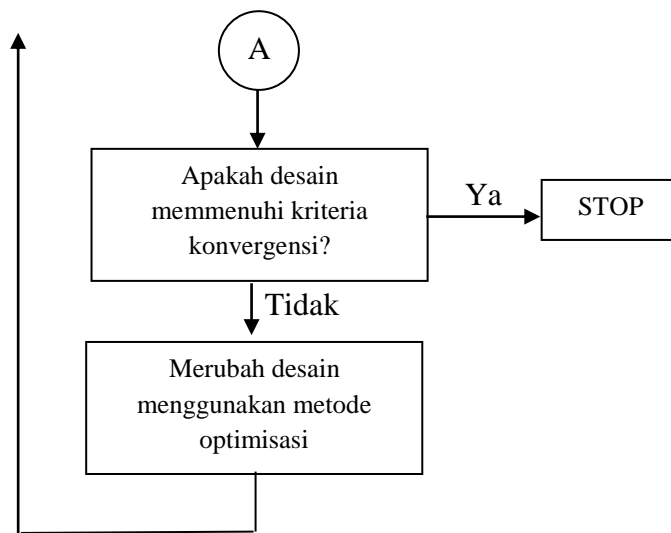
negative dari fungsi $-f(x)$. Jadi optimisasi dapat diartikan meminimalisasi karena fungsi maksimum dapat ditemukan dengan mencari minimum dari negative dengan fungsi yang sama [25].



Gambar 2.8 Minimum Fungsi $f(x)$ dan Maksimum Fungsi $-f(x)$ [25]

Dalam persaingan global saat ini, optimisasi desain dalam perencanaan teknik sangatlah dibutuhkan agar diperoleh desain yang lebih baik dan ekonomis. CAD dan CAE merupakan *software* yang sangat mendukung dalam optimisasi desain. Dengan menggunakan perangkat komputer desain tidak hanya merupakan kreasi baru yang kurang atau lebih baik, tetapi merupakan gabungan dari analisis, paparan hasil, simulasi dan optimisasi. Berikut adalah diagram proses optimisasi desain [26].





Gambar 2.9 Proses Optimisasi Desain [26]

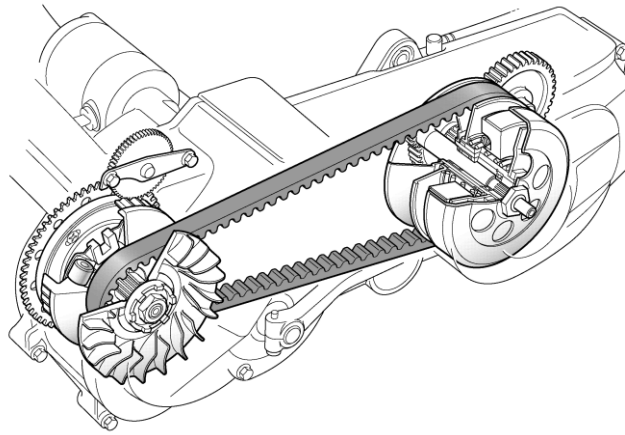
2. *Continuously Variable Transmission (CVT) Sepeda Motor*

a. Pengertian CVT

CVT (*Continuously Variable Transmission*) adalah sistem pemindahan daya dari mesin menuju roda belakang menggunakan sabuk yang menghubungkan antara *primary pulley* dengan *secondary pulley* menggunakan prinsip gaya gesek. Pengoperasiannya dilakukan secara otomatis dengan memanfaatkan gaya sentrifugal. Berbeda dengan kopling manual, CVT tidak memakai *gearbox* yang berisi serangkaian roda gigi, Fungsi dari CVT adalah untuk memudahkan pengendara motor dalam mengatur kecepatan karena pengendara tidak mengoperasikan transmisi dalam pengaturan kecepatannya [2].

b. Prinsip Kerja CVT (*Continuously Variable Transmission*)

Sistem transmisi merupakan bagian komponen mesin sepeda motor yang berfungsi sebagai pemindah tenaga dan mesin ke roda belakang. Sepeda motor matik menggunakan sistem transmisi otomatis, yaitu tenaga dari poros engkol diteruskan ke roda belakang lewat bantuan dua *pulley* yang dihubungkan dengan *V-Belt*. Pada sistem transmisi otomatis tidak diperlukan adanya pemindah gigi (*persneling*) seperti pada sepeda motor umumnya [27].



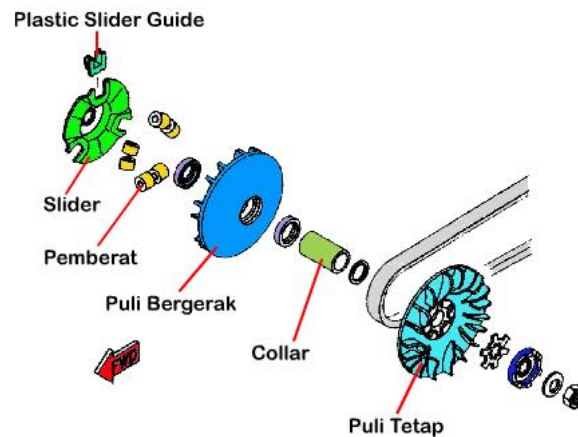
Gambar 2.10 Sistem CVT (*Continuously Variable Transmission*) [27]

Teknologi yang digunakan pada sistem transmisi otomatis dikenal dengan sebutan CVT. Pada teknologi ini, tenaga dari mesin dapat tersalurkan dengan sempurna ke roda belakang dengan menyesuaikan perubahan kecepatan dan perubahan torsi kendaraan, tentunya dengan ratio yang sangat tepat, sehingga percepatan yang dihasilkan lebih konstan dan bebas hentakan. Prinsip kerja CVT terdapat dua rangkaian penggerak, yaitu *Primary Pulley* dan *Secondary Pulley*. *Primary pulley* terletak langsung dengan mesin (*engine*), sedangkan *secondary pulley* dihubungkan dengan sabuk yang terhubung ke poros roda. Prinsip yang digunakan adalah prinsip gaya sentrifugal pada pemberat, saat berputar cepat penggerak seakan-akan dibuang keluar, maka akan menggeser *slider* yang akibatnya menggerakkan cakram pada *primary pulley*. *Secondary pulley* terletak di belakang yang berfungsi memutar roda belakang. Pada *secondary pulley* terdapat kopling sentrifugal. CVT bekerja untuk semua kecepatan, mulai dari kecepatan rendah (saat bergerak), kecepatan menengah dan tinggi, bahkan saat mendaki yang mana *primary pulley* dan *secondary pulley* dihubungkan oleh *v-belt* [28].

c. **Komponen-Komponen CVT (*Continuously Variable Transmission*)**

Komponen CVT merupakan rangkaian sistem transmisi yang saling berkaitan. Terdapat tiga bagian utama komponen dari CVT, yaitu: *Primary Pulley*, *Secondary Pulley* dan *Reduction Gear* [28].

1. *Primary Sheave*



Gambar 2.11 Konstruksi *Primary Pulley* [28]

Primary sheave atau *primary pulley* yaitu komponen CVT yang menyatu dengan poros engkol (*crankshaft*). *primary pulley* bekerja akibat adanya putaran dari mesin melalui poros engkol. Ketika putaran mesin meningkat, *weight roller* akan tertekan keatas oleh *slide piece* yang terletak pada *ramp plate*. Akibat gaya sentrifugal, *weight roller* akan menekan *movable drive face*, sehingga celah kedua *pulley* menyempit. Hal ini mengakibatkan perubahan diameter *drive belt*. *Primary sheave* tersusun dari beberapa komponen berikut [28]:

a. *Fixed Primary Sheave*

Fixed Primary Sheave adalah bagian dari *primary pulley* yang tidak bergerak, berfungsi sebagai penahan *drive belt*. *Fixed Primary Sheave* yang berbentuk piringan dan bagian sisi atasnya berbentuk gigi yang terhubung dengan *starter pinion* saat awal mesin di hidupkan [28].



Gambar 2.12 *Fixed Primary Sheave* [28]

b. *Drive Belt*

Drive belt berfungsi sebagai penghubung putaran dari *primary pulley* ke *secondary pulley*. *Drive belt* terbuat dari karet yang berkualitas tinggi, sehingga tahan terhadap gesekan dan panas. Bagian bawah *drive belt* dibuat menyerupai roda gigi yang berfungsi sebagai pendingin agar *drive belt* bersifat elastis [28].



Gambar 2.13 *Drive Belt* [28]

c. *Sleading Primay Sheave*

Sleading Primay Sheave adalah bagian yang bergerak ke kiri dan ke kanan yang berfungsi mendorong *drive belt*. *Sleading Primay Sheave* bekerja dengan menyesuaikan kecepatan mesin. Semakin tinggi putaran mesin, *Sleading Primay Sheave* akan menekan *drive belt* ke arah diameter *pulley* yang lebih besar [28].



Gambar 2.14 *Sleading Primay Sheave* [28]

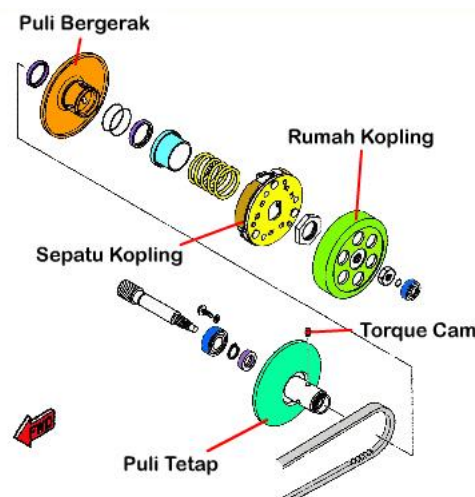
d. *Weight Roller*

Weight roller atau disebut juga *roller* yang berfungsi sebagai pendorog *movable drive face*. *Roller* bekerja akibat adanya putaran yang tinggi dan adanya gaya sentrifugal, sehingga *slide piece* mendorong *roller* dan menekan *movable drive face*. *Roller* adalah bagian paling umum dalam tuning skuter matik. Secara umum *roller* berpengaruh terhadap akselerasi. *Roller* pada skuter matik berjumlah 6 buah dan terletak di dalam *primary pulley* atau sering disebut rumah *roller (movable drive face)* [28].

Gambar 2.15 *Weight Roller* [28]

2. *Secondary Sheave*

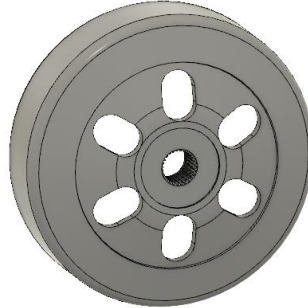
Secondary Sheave atau disebut juga dengan *secondary pulley*, bekerja dengan meneruskan putaran mesin dari *primary pulley* yang dihubungkan oleh *drive belt* ke bagian gigi reduksi (roda belakang). Pada situasi normal pegas yang melekat pada poros akan menekan *movable driven face*, sehingga diameter *drive belt* membesar. Namun pada saat putaran tinggi *drive belt* menekan *movable driven face* yang ditahan oleh pegas, sehingga diameter *drive belt* mengecil. Berikut ini komponen yang menyusun *secondary pulley* [28].

Gambar 2.16 Konstruksi *Secondary Pulley* [28]

a. *Clutch Housing*

Clutch Housing atau rumah kopling, berfungsi meneruskan putaran ke *primary drive gear shaft* (poros roda belakang). Apabila mesin membutuhkan torsi yang lebih atau bertemu jalan yang menanjak maka beban di roda belakang meningkat dan kecepatannya menurun. Dalam kondisi seperti ini posisi *belt* akan kembali seperti semula, pada keadaan diam. *Driven pulley* akan membuka sehingga kedudukan *belt* membesar, sehingga kecepatan turun saat inilah torsi

ramp plate bekerja. torsi *ramp plate* ini akan menahan pergerakan *driven pulley* agar langsung menutup. Jadi kecepatan tidak langsung jatuh [28].



Gambar 2.17 *Clutch Housing* [28]

b. *Clutch Shoe*

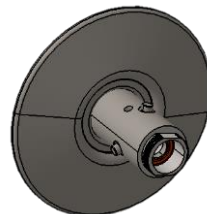
Clutch shoe disebut juga sepatu kopling berfungsi meneruskan dan memutuskan putaran ke poros roda belakang sesuai dengan tinggi rendahnya putaran. Putaran yang tinggi akan menyebabkan sepatu kopling terlempar dan menempel pada rumah kopling (gaya sentrifugal) [28].



Gambar 2.18 *Clutch Shoe* [28]

c. *Secondary Fixed Sheave*

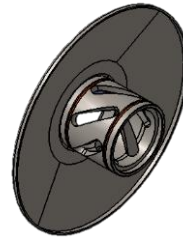
Secondary Fixed Sheave berada pada poros *primary drive gear* melalui bearing dan *clutch carrier* yang terpasang di *fixed sheave* [28].



Gambar 2.19 *Secondary Fixed Sheave* [28]

d. *Secondary Sliding Sheave*

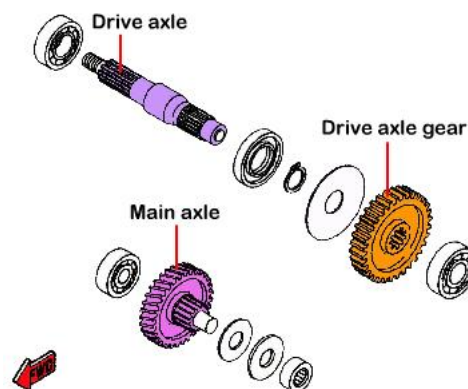
Secondary Sliding Sheave termasuk bagian dari *secondary pulley* yang berfungsi merubah ataupun untuk mengatur diameter pada *secondary pulley* [28].



Gambar 2.20 *Secondary Sliding Sheave* [28]

3. *Reduction Gear*

Hampir semua kendaraan bermotor memerlukan *gear reduksi*. *Gear reduksi* berfungsi mengurangi putaran mesin dan menstabilkan putaran. Konstruksi dan tipe *gear reduksi* pada sepeda motor matik bervariasi tergantung dari pabrikan sepeda motornya. Misalnya tipe *gear reduksi* dengan dua tingkat *reduksi*, *gear reduksi* tipe ini mempunyai kelebihan, terutama dalam menghasilkan perbandingan putaran yang ideal antara putaran poros engkol dan roda belakang. Selain itu *gear reduksi* dengan dua tingkat *reduksi* dapat mengurangi suara brisik. *Gear reduksi* ditempatkan pada *gear box* yang posisinya terpisah dari rumah CVT. Untuk mengurangi gesekan *gear reduksi* diperlukan oli. Jenis oli untuk *gear reduksi* telah ditetapkan oleh masing-masing pabrikan [28].



Gambar 2.21 *Reduction Gear* [28]

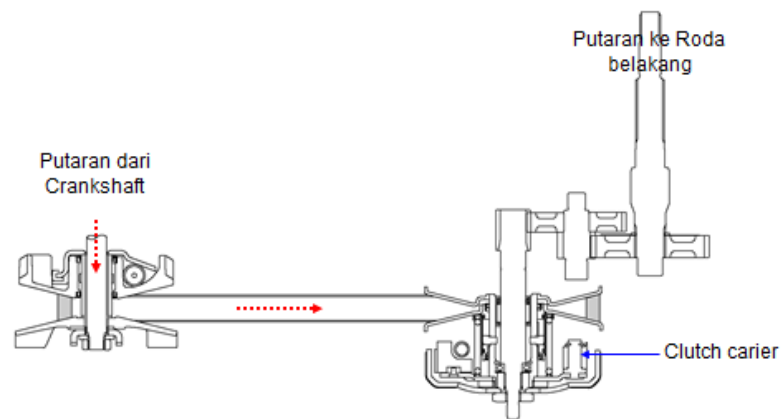
d. Mekanisme CVT (*Continuously Variable Transmission*)

Rangkaian diagram alir tenaga pada sistem transmisi otomatis dimulai dari putaran poros engkol. Seperti pada sepeda motor lainnya, untuk memutar poros engkol menggunakan dua cara, yaitu menggunakan elektrik dan *kick starter*. Ketika elektrik starter digunakan, motor listrik bertenaga baterai terlebih dahulu menghidupkan *starter wheel* dan selanjutnya memutar poros engkol. Pada *kick starter*, sebelum putaran sampai pada poros engkol tenaga hantakan dari *kick crank* terlebih dahulu melewati kopling (*one way clutch*) [27].

Putaran poros engkol diteruskan ke *pulley*. Dengan bantuan *drive belt* putaran dari *primary pulley* diteruskan ke *secondary pulley*. Untuk memutar roda belakang pada komponen *secondary pulley* dipasang kopling sentrifugal yang akan memutar rumah kopling untuk diteruskan ke roda belakang. Berikut adalah cara kerja CVT [27]:

1. Putaran *Stationer*

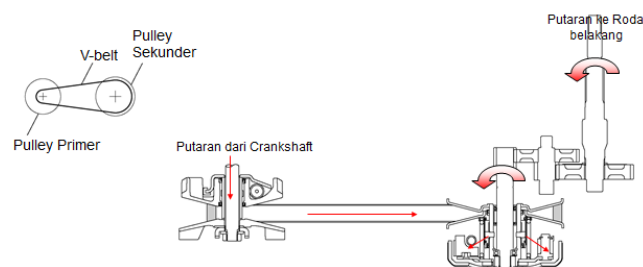
Pada putaran *stationer* (lambat). Jika mesin berputar pada putaran rendah, daya putar dari poros engkol diteruskan ke *primary pulley* yang dihubungkan oleh *drive belt*. Selanjutnya putaran dari *secondary pulley* diteruskan ke kopling sentrifugal. Dikarenakan tenaga putar belum mencukupi, maka kopling sentrifugal belum mengembang. Hal itu disebabkan gaya tarik pegas pada kopling masih lebih kuat dari gaya sentrifugal. Sehingga kopling sentrifugal tidak menyentuh rumah kopling dan roda belakang tidak berputar [27].



Gambar 2.22 Putaran Stasioner [27]

2. Saat Mulai Berjalan

Ketika putaran mesin meningkat, maka gaya sentrifugal bertambah kuat dibandingkan dengan tarikan pegas sehingga mengakibatkan sepatu kopling mulai menyentuh rumah kopling dan mulai terjadi tenaga gesek. Pada kondisi ini *drive belt* dibagian *primary pulley* pada posisi diameter dalam (kecil) dan dibagian *secondary pulley* pada posisi luar (besar) sehingga menghasilkan perbandingan putaran atau torsi yang besar menyebabkan roda belakang mudah berputar [27].

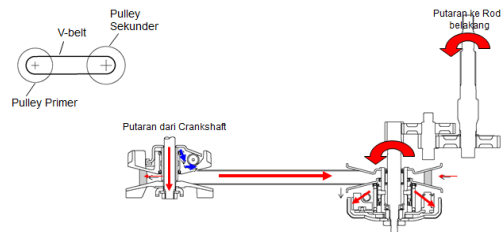


Gambar 2.23 Saat Mulai Berjalan [27]

3. Putaran Menengah

Pada saat putaran bertambah, pemberat atau *weight roller* pada *primary pulley* mulai bergerak keluar karena gaya sentrifugal dan menekan *movable drive face* (piringan pulley yang dapat bergeser) ke arah *drive pulley face* (piringan pulley yang diam) dan menekan *drive belt* kelingkarannya luar dari *primary pulley* sehingga menjadikan diameter *primary pulley* membesar dan menarik *secondary pulley* ke diameter yang lebih kecil. Ini dimungkinkan karena panjang *drive belt* nya tetap. Akhirnya diameter *primary pulley* membesar dan diameter *secondary*

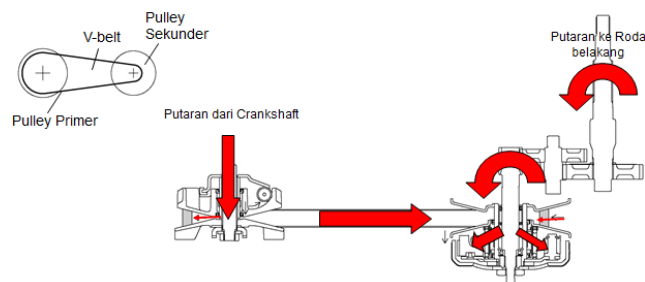
pulley mengecil sehingga diameter *pulley* menjadi sama besar dan pada akhirnya putaran dan kecepatan juga berubah dan bertambah cepat. Gaya sentrifugal pada pemberat akan semakin besar seiring dengan bertambahnya kecepatan [27].



Gambar 2.24 Putaran Menengah [27]

4. Putaran Tinggi

Jika putaran mesin lebih tinggi dibandingkan putaran menengah maka gaya pusat keluar dari pemberat semakin bertambah. Sehingga semakin menekan *drive belt* ke bagian sisi luar dari *primary pulley* (diameter membesar) dan diameter *secondary pulley* semakin mengecil. Selanjutnya akan menghasilkan perbandingan putaran yang semakin tinggi. Jika piringan *secondary pulley* semakin melebar, maka diameter *drive belt* pada *pulley* semakin kecil. Sehingga menghasilkan perbandingan putaran yang semakin meningkat [27].



Gambar 2.25 Putaran Tinggi [27]

3. Teori Getaran

a. Pengertian Getaran

Getaran adalah gerakan berulang pada interval waktu tertentu. Gerakan dapat berupa benturan yang berulang secara kontinyu atau dengan kata lain dapat juga berupa gerakan tidak beraturan/acak. Secara teknik getaran didefinisikan sebagai gerak oskilasi dari suatu objek terhadap posisi awalnya [29], karakteristik getaran adalah:

- a) Frekuensi, digunakan untuk menggambarkan getaran
- b) Perpindahan, mengindikasikan berapa jauh objek bergetar
- c) Kecepatan, menggambarkan berapa cepat objek bergetar
- d) Percepatan, mengindikasikan suatu objek bergetar terkait dengan gaya penyebabnya
- e) *Phase*, mengindikasikan suatu bagian bergetar relative terhadap bagian lainnya

Semua mesin mempunyai tiga sifat fundamental yang berhubungan untuk menentukan bagaimana mesin bereaksi terhadap kekuatan yang menyebabkan terjadinya getaran, yaitu [29]:

- a) Massa (m), adalah inersia untuk tetap dalam keadaan semula atau gerak. Satuannya dalam kg
- b) Kekakuan/*Stiffnes* (k), adalah kekuatan tertentu yang disyaratkan untuk membengkokkan atau membelokkan strujtur dengan jarak tertentu. Satuannya dalam N/m.
- c) Redaman/*Damping* (c), setelah memaksa bagian atau struktur ke dalam gerakan, bagian atau struktur akan memiliki mekanisme inherent untuk memperlambat gerakan atau kecepatan. Karakteristik ini untuk mengurangi kecepatan gerakan disebut dengan redaman. Satuannya dalam N/(m/s).

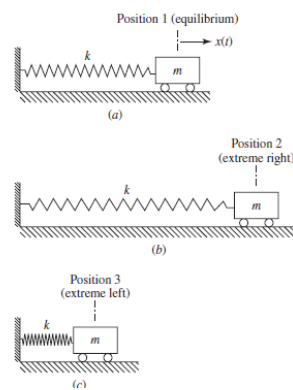
Sebagaimana disebutkan di atas, efek gabungan untuk menahan pengaruh kekuatan karena massa, kekakuan dan redaman menentukan bagaimana suatu sistem akan merespon yang diberikan kekuatan eksternal. Dengan kata lain, cacat dalam mesin membawa gerakan getaran. Massa, kekakuan dan redaman mencoba untuk melawan getaran yang disebabkan oleh cacat. Jika getaran akibat cacat jauh lebih besar dari pada tiga karakteristik tersebut maka getaran yang dihasilkan akan lebih tinggi dan cacat dapat terdeteksi [29].

b. Karakteristik Getaran

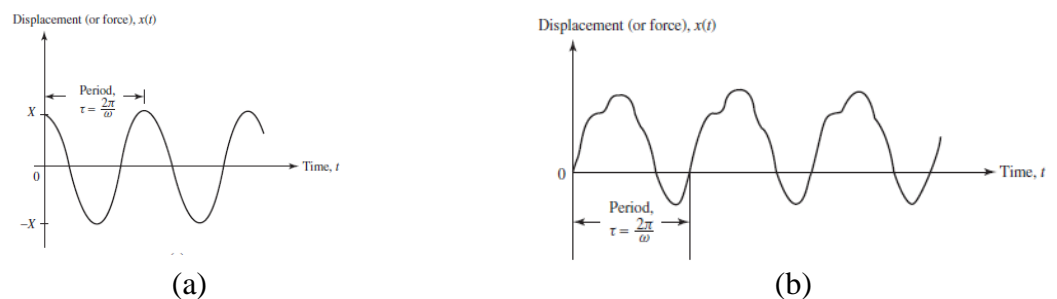
Kondisi suatu mesin dan masalah mekanik yang terjadi dapat diketahui dengan menganalisa karakteristik getaran pada mesin tersebut. Karakteristik getaran tersebut antara lain [28]:

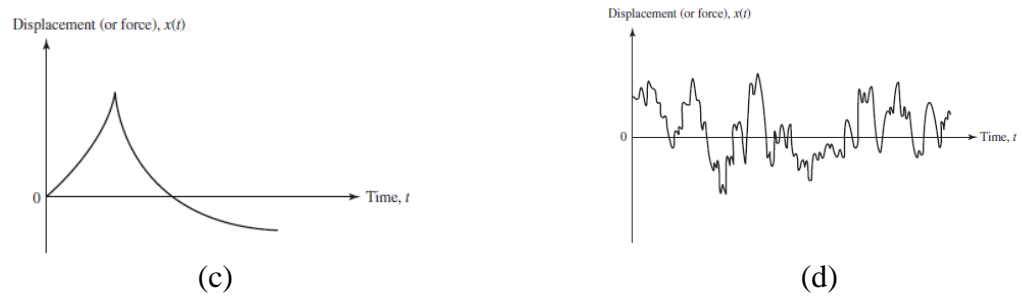
- a) Frekuensi adalah karakteristik dasar yang digunakan untuk mengukur dan menggambarkan getaran
- b) Perpindahan digunakan untuk mengindikasikan seberapa jauh suatu objek bergetar
- c) Percepatan mengindikasikan suatu objek bergetar terkait dengan gaya penyebab getaran
- d) *Phase* mengindikasikan bagaimana suatu bagian bergetar relative terhadap bagian yang lain.

Dengan mengacu pada gerakan pegas, kita dapat mempelajari karakteristik suatu getaran dengan memetakan gerakan dari pegas tersebut terhadap fungsi waktu. Hubungan karakteristik getaran dapat dilihat pada gambar 2.26 dan 2.27



Gambar 2.26 Getaran Sistem Pegas-Massa: (a) sistem dalam kesetimbangan (pegas tidak terdeformasi); (B) sistem dalam posisi benar ekstrim (pegas membentang); (C) sistem di kiri ekstrim posisi (dikompresi pegas). [29]





Gambar 2.27 Jenis perpindahan Getaran (gaya): (a) harmonik sederhana periodik; (b) berkala, nonharmonik; (c) non periodik, sementara; (d) non periodik, acak [29]

c. Gerak Harmonik

Getaran dari sebuah mesin merupakan resultan dari sejumlah getaran individu komponen yang muncul dari gerak atau gaya pada komponen mekanikal, proses pada mesin ataupun sistem yang saling terkait. Setiap komponen individu yang bergetar ini memiliki gerak periodik. Gerakan akan berulang pada periode waktu tertentu. Waktu pengulangan T dimana getaran berulang disebut perioda osilasi biasanya diukur dalam satuan waktu yaitu detik dan kebalikannya adalah frekuensi [29].

Frekuensi komponen mesin dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$f = \frac{1}{\tau} \quad \dots\dots\dots (2.1)$$

Frekuensi kecepatan sudut dapat dihitung dengan rumus:

$$\omega = 2\pi \frac{1}{\tau} = 2\pi f \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

Besaran ω biasanya diukur dalam radian per detik atau rps. Bentuk sederhana dari gerak periodik adalah gerak harmonik, pada gerak harmonik, hubungan antara perpindahan maksimum dan waktu dapat dinyatakan oleh:

$$x = A \sin \omega \tau \quad \dots\dots\dots (2.3)$$

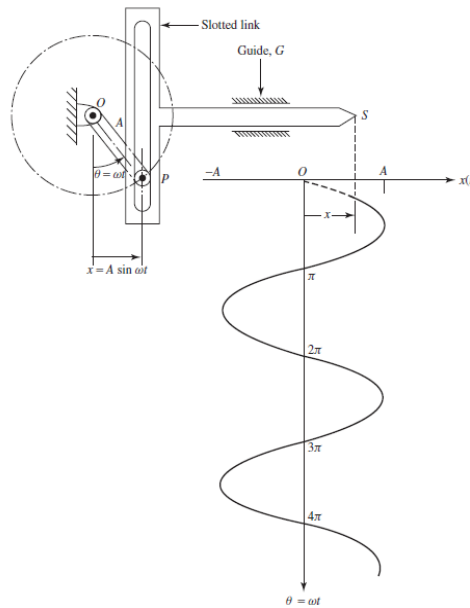
Amplitudo getaran dapat dinyatakan dalam tiga istilah dasar, yaitu perpindahan, kecepatan dan percepatan. Kecepatan dalam gerak harmonik

berdasarkan persamaan (2.3) dapat diperoleh dari hasil differensial perpindahan terhadap waktu, yaitu:

$$\frac{dx}{dt} = \dot{x} = \omega A \cos \omega t \dots\dots\dots (2.4)$$

Sedangkan percepatan harmonik dapat diturunkan dari persamaan (2.4), sehingga diperoleh:

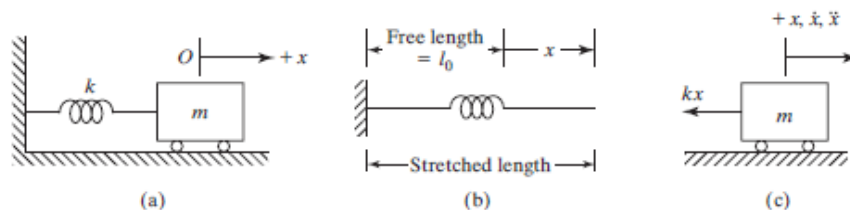
$$\frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x} = -\omega^2 A \sin \omega t \dots\dots\dots (2.5)$$



Gambar 2.28 Gerak Harmonik dari Sebuah Sistem [29]

d. Getaran Bebas

Getaran bebas dapat diartikan jika suatu system berosilasi hanya di bawah gangguan awal tanpa kekuatan eksternal setelahnya. Sebagai contoh getaran yang dirasakan oleh pengendara sepeda motor setelah melewati gundukan jalan, dan gerakan seorang anak di ayunan setelah dorongan awal [30].



Gambar 2.29 Pegas Massa dalam Posisi Linier [30]

Gambar di atas menunjukkan system massa pegas untuk getaran sederhana. Getaran seperti ini disebut system kebebasan derajat tunggal, karena satu koordinat (x) dapat menentukan posisi massa. Tidak ada beban eksternal yang dikenakan pada massa, sehingga gerakan yang dihasilkan adalah getaran bebas [30].

Getaran bebas pada system translasi menggunakan Hukum Newton kedua, dapat dirumuskan sebagai berikut:

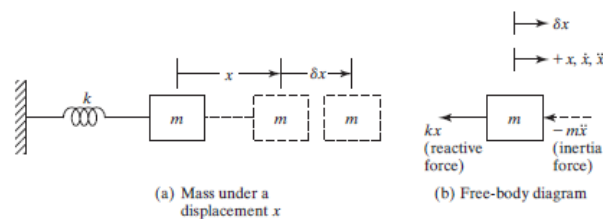
$$\vec{F}(t) = \frac{d}{dt} \left(m \frac{d\vec{x}(t)}{dt} \right) \dots\dots\dots (2.6)$$

Massa m dipindahkan oleh jarak $x(t)$ dan gaya $F(t)$ yang dihasilkan di arah yang sama. Jika massa m konstan, maka persamaan (2.7) diturunkan menjadi:

$$\vec{F}(t) = m \frac{d^2\vec{x}(t)}{dt^2} = m\ddot{\vec{x}} \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana $\ddot{\vec{x}} = \frac{d^2\vec{x}(t)}{dt^2}$ adalah percepatan dari suatu massa, maka persamaan (2.7) dapat dinyatakan **Gaya suatu massa = Massa x Percepatan**

Free Vibration tanpa redaman dapat ditunjukkan pada gambar di bawah ini:



Gambar 2.30 Sistem Getaran Tanpa Redaman [30]

Gaya mx yang diberikan oleh massa dan pegas massa yang berlawanan dengan gaya kx diterapkan oleh pegas pada massa.

$$mx + kx = 0 \dots\dots\dots (2.8)$$

dimana $x = 0$ karena berada pada posisi kesetimbangan massa. Sehingga persoalan di atas dapat diselesaikan dengan:

$$x = A \sin \sqrt{\frac{k}{m}}t + B \cos \sqrt{\frac{k}{m}}t \dots\dots\dots (2.9)$$

dimana $\sqrt{\frac{k}{m}}$ adalah sudut frekuensi natural.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ rad/sec} \dots\dots\dots (2.10)$$

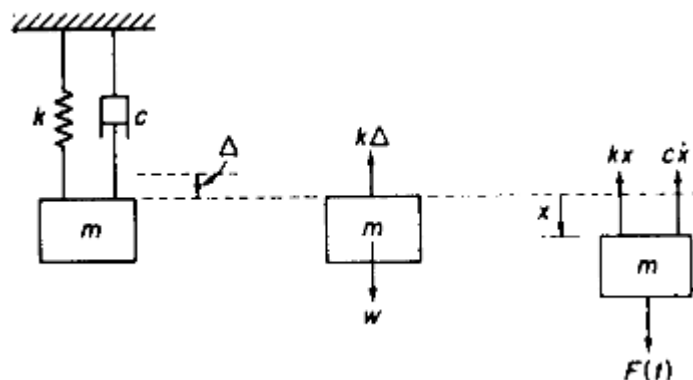
Oskilasi sinusoida massa berulang terus menerus, dengan interval waktu untuk menyelesaikan satu siklus periode dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_n} \dots\dots\dots (2.11)$$

Sedangkan frekuensi natural dapat dihitung dari kebalikan periode

$$f_n = \frac{1}{T} = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{kg}{W}} \dots\dots\dots (2.12)$$

Getaran bebas dengan redaman dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.31 Sistem Pegas Massa dan Diagram Benda Bebas [31]

Dasar yang dipakai untuk meneliti gerak sistem adalah Hukum Newton kedua. Pada gambar 2.29 ditunjukkan perubahan bentuk pegas pada posisi kesetimbangan adalah Δ dan gaya pegas $k\Delta$ sama dengan gaya gravitasi w yang bekerja pada massa m . hal tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut [31]:

$$k\Delta = w = mg \dots\dots\dots (2.13)$$

Hukum Newton kedua untuk gerak diterapkan pada massa m adalah:

$$m\ddot{x} = \sum F = w - k(\Delta + x) \dots\dots\dots (2.14)$$

Karena $k\Delta = w$, maka:

$$mx = -kx \dots\dots\dots (2.15)$$

Periode natural oskilasi dibentuk dari $w_n \tau = 2\pi$ atau $\tau = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}}$

Frekuensi natural dapat dirumuskan:

$$f_n = \frac{1}{\tau} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \dots\dots\dots (2.16)$$

Jika suatu benda bergetar pada sumbu tertentu, maka getaran tersebut disebut dengan getaran torsional. Dalam hal ini, perpindahan dihitung dari koordinat sudut yang dibentuk [28]. Gambar 2.30 menunjukkan disk yang memiliki momen inersia dan dipasang di salah satu ujung poros, ujung yang lain dibiarkan bebas. Dari teori torsi poros melingkar dapat dirumuskan:

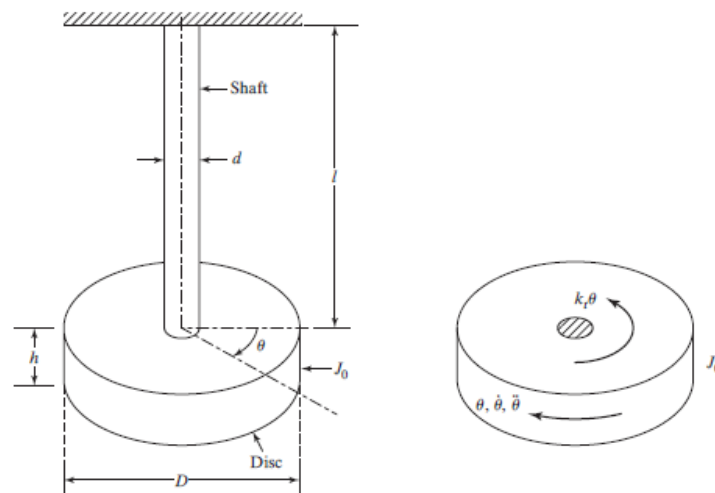
$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_t}{j_o}} \dots\dots\dots (2.17)$$

Dimana k_t adalah konstanta benda berputar dan j_o adalah momen inersia. Konstanta dan momen inersia dapat dijabarkan sebagai berikut:

$$k_t = \frac{\pi G D^4}{32 l} \dots\dots\dots (2.18)$$

$$j_o = \frac{\rho h D^4}{32} \dots\dots\dots (2.19)$$

G menunjukkan *modulus young*, D adalah diameter, l merupakan panjang poros, ρ adalah density, dan h adalah ketebalan.



Gambar 2.32 Getaran Torsional [30]

4. Metode Elemen Hingga (MEH)

a. Konsep Dasar Metode Elemen Hingga

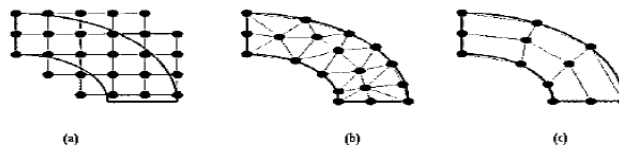
Metode Elemen Hingga (MEH) adalah metode numerik untuk mendapatkan solusi permasalahan diferensial, baik persamaan diferensial biasa (*Ordinary Differential Equation*) maupun persamaan diferensial parsial (*Partial Differential Equation*). Konsep dasar dari metode elemen hingga adalah diskritasi, yaitu membagi benda menjadi bentuk yang lebih kecil yang mempunyai sifat sama seperti benda penyusunnya [32].

Tipe masalah teknis dan matematis fisik yang dapat diselesaikan dengan metode elemen hingga terbagi menjadi dua kelompok, yaitu:

1. Kelompok analisa struktur, meliputi analisa tegangan (*stress*), *buckling*, dan getaran.
2. Kelompok permasalahan non struktur, meliputi perpindahan panas dan massa, mekanika fluida, dan distribusi dari potensial listrik dan potensial magnet.

Proses inti MEH adalah membagi problem yang kompleks menjadi bagian-bagian kecil yang lebih sederhana agar dapat dengan mudah diperoleh solusi dari setiap elemen jika digabungkan akan menjadi solusi problem secara keseluruhan.

Prinsip MEH adalah membagi domain permasalahan, baik itu domain ruang (*spatial domain*) atau domain waktu (*time domain*) menjadi sub domain atau elemen yang lebih kecil. Dalam menghitung solusi per elemen tentunya solusi elemen harus memenuhi beberapa ketentuan, seperti kontinuitas pada titik-titik noda dan antar mua (*interface*) elemen. Ada dua jenis elemen pada MEH, yaitu elemen segitiga (*triangular element*) dan elemen segiempat (*quadrilateral element*) [32].



Gambar 2.33 Jenis Mesh Metode Elemen Hingga [32]

Solusi yang diperoleh dengan menggunakan MEH adalah fungsi interpolasi setiap elemen. Setelah fungsi interpolasi elemen dihitung, solusi keseluruhan dapat diperoleh. Fungsi-fungsi interpolasi setiap elemen ditentukan oleh nilai pada titik mesh. Pada prinsipnya penerapan Metode Elemen Hingga (MEH) meliputi langkah-langkah sebagai berikut [32]:

1. Diskritisasi Domain
2. Penentuan bentuk fungsi aproksimasi
3. Perhitungan property elemen
4. Pembentukan system persamaan linear
5. Pemecahan system persamaan linear
6. Post proses hasil

Berbagai permasalahan dapat dianalisis menggunakan Metode Elemen hingga. Aplikasi MEH digolongkan menurut tiga kategori, yaitu [32]:

1. Problem *equilibrium (steady-state problem)*, meliputi perhitungan tegangan (*stress*) dan regangan (*strain*), problem perpindahan panas konduksi (*conduction heat transfer*), problem mekanika fluida, tekanan, kecepatan dan suhu fluida
2. Problem *eigenvalue*, dimana frekuensi natural (*natural frequency*) dan mode dari getaran (*vibration mode*) dari suatu struktur dihitung menggunakan MEH
3. Problem yang bergantung dengan waktu (*time-dependent*) atau transient problem.

5. Software CATIA

Teknologi berkembang sangat pesat, utamanya dalam bidang komputerisasi. Dengan komputerisasi dapat mendukung beberapa tahapan

pengembangan produk, mulai dari pembuatan konsep, desain, manufaktur sampai dengan analisis.

Perencanaan produk membutuhkan alat bantu, yaitu perangkat lunak desain. Namun sering kali perangkat lunak tersebut tidak digunakan secara maksimal, karena kurangnya kemampuan desainer menguasai keunggulan-keunggulan yang ada dalam perangkat lunak yang digunakan. Hal tersebut berbanding terbalik dengan prinsip *sustainable product development*. Dari berbagai perangkat lunak yang ada, untuk pemodelan solid ada beberapa yang sudah mengaplikasikan model parametrik. Model parametrik mempunyai konsep merancang atau mengembangkan suatu produk dengan mengendalikan parameter-parameter yang terdapat pada model.

Salah satu perangkat lunak model solid yang mempunyai kemampuan parametrik adalah perangkat lunak Catia. *Software* CATIA merupakan program komputer yang dibuat dengan mendasarkan pada teori yang terdapat pada perumusan Metode Elemen Hingga. Perangkat lunak yang diusung IBM ini dikategorikan sebagai CAD (*Computer Aided Design*), CAE (*Computer Aided Engineering*), CAM (*Computer Aided Manufacturing*). CAD merupakan teknologi yang digunakan untuk melakukan penggambaran suatu model/desain. Desain dapat dalam bentuk 2 dimensi maupun 3 dimensi. Desain 2D adalah desain yang menggunakan sumbu ruang sebanyak 2 sumbu, yaitu sumbu XY, XZ, dan YZ. Sedangkan desain 3D merupakan desain dengan sumbu ruang sebanyak 3 sumbu yaitu XYZ. Dengan perangkat lunak Catia perencanaan variasi desain produk dapat dilakukan dengan hanya menggambar model dasarnya saja dan mengatur parameter-parameter yang ada, sehingga waktu pengerjaan dapat lebih singkat sesuai dengan prinsip *sustainable product development*. Catia relatif lebih mudah digunakan (*user friendly*), berorientasi kepada proses (*process centric*) dan handal dalam membuat desain dengan geometri kompleks. Catia banyak digunakan dalam dunia industri terutama dalam sektor penerbangan, otomotif, mesin industri, listrik, elektronik, kapal, pabrik, desain, dan barang konsumen [33].

Proses pemodifikasian dilakukan seluruhnya secara digital, sehingga tidak diperlukan lagi gambar manual atau modifikasi fisik. Aplikasi untuk desain dan analisis yang diberikan oleh CATIA adalah sebagai berikut:

1. CATIA untuk desain (Gambar geometri)
2. CATIA untuk pembuatan model
3. CATIA untuk perhitungan berbasis Metode Elemen Hingga
4. CATIA untuk menampilkan hasil dan analisis detail dari perhitungan